

Bakalářská práce

TECHNICKÁ UNIVERZITA LIBEREC



**Fakulta
strojní**

Technické univerzity v Liberci

STAVBA STROJŮ

Dynamická analýza mechanismu vrtacího kladiva HD 034 - HR19B

Dynamic analysis of hammer drill mechanism HD 034 - HR19B

Jméno: **Jan Lorenc**

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Martin Konečný, Ph.D.**

Konzultant bakalářské práce: **Petr Vedral, DiS.**

Rozsah práce a příloh:

rozsah stran: 45

počet obrázků: 32

počet tabulek: 1

počet příloh: 3

počet výkresů: 9

Prohlášení:

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji bakalářskou práci vztahuje zákon č.121/2000 Sb. O právu autorském, zejména § 60 – školní díla.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Declaration:

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I fully aware that the Technical University of Liberec is not interfering in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to see that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledges sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Datum/Date:

Podpis/Signature:

Abstrakt: Úkolem bakalářské práce je vytvořit model mechanismu vrtacího kladiva HD 034 – HR19B, provést rozbor jeho funkce a zjistit princip této funkce. Poté provést simulaci tohoto mechanismu, zjistit dynamické účinky, velikosti působících sil, stanovit oblasti kritických míst a spočítat namáhání. Posledním úkol je návrh konstrukční úpravy. Modelování výpočtového modelu proběhne v systému CREO PARAMETRIC 2.0., simulace dynamických účinku v modulu MECHANISM a výpočet namáhání v modulu SIMULATE.

Klíčová slova: PNEUMATICKÉ KLADIVO, DYNAMICKÁ ANALÝZA, VRTACÍ KLADIVO

Abstract: Task of this bachelor's work is to create a model of the hammer drill mechanism HD 034 – HR19B, analyse his functions and find out the principle of this functions. Then perform a simulation of this mechanism. Discover the dynamic effects, the size of the forces, determine the critical points and calculate the stress. Final task is to design construction adjustment. The modelling of computational model will be created by CREO PARAMETRIC 2.0., simulation of dynamic effect by the module MECHANISM and stress simulation by the module SIMULATE.

Key words: PNEUMATIC HAMMER, DYNAMIC ANALYSIS, HAMMER DRILL

Poděkování:

Děkuji panu Ing. Martinovi Konečnému Ph.D. za cenné rady a připomínky při řešení mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat katedře textilních a jednoúčelových strojů za poskytnutí technického vybavení a výpočetní techniky. Poděkování patří i firmě DEPRAG CZ za poskytnutí podkladů k řešení této práce a panu Petru Vedralovi, Dis. za vstřícné jednání.

Speciální poděkování patří také mé rodině a všem blízkým, kteří mě při celé době studia podporovali a pomohli mi při tvorbě této bakalářské práce.

OBSAH:

Seznam použitých zkratk a symbolů:.....	11
1. ÚVOD.....	12
2. TEORETICKÁ ČÁST	13
2.1. STLAČENÝ VZDUCH.....	13
2.1.1. Vlastnosti stlačeného vzduchu.....	13
2.2. STROJE VYUŽÍVAJÍCÍ STLAČENÝ VZDUCH.....	14
2.2.1. Pneumatické nářadí.....	14
2.2.2. Typy pneumatického nářadí.....	15
2.3. PNEUMATICKÁ KLADIVA	16
2.3.1. Kladiva sekacího typu.....	16
2.3.2. Kladiva bouracího typu.....	16
2.3.3. Kladiva sbíjecího typu	16
2.3.4. Kladiva pěchovacího typu	17
2.3.5. Velká pneumatická kladiva.....	17
2.3.6. Pneumatické kladivo s příklepem	18
2.3.7. Rýčová kladiva	18
2.3.8. Klínovací kladivo.....	19
2.3.9. Ponorná vrtací kladiva	19
2.4. ROZBOR FUNKCE VRTACÍHO KLADIVA	20
2.4.1. Rozvodný ventil.....	20
2.4.2. Dvojčinný přímočarý motor.....	22
2.4.3. Zajištění otáčení nástroje	25
3. KONSTRUKČNÍ A VÝPOČTOVÁ ČÁST	26
3.1. VYTVOŘENÍ MODELU V CREO PARAMETRIC.....	26
3.1.1. Úderník	26
3.1.2. Sestava	27
3.1.3. Výpočtový model.....	27
3.1.4. Modul MECHANISM	28
3.2. URČENÍ DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ.....	28
3.2.1. Simulace.....	28
3.2.2. Výpočet tuhosti	29

3.2.3.	Výpočet rázové síly	31
3.2.4.	Teorie rázu	32
3.2.5.	Změření kontaktních tlaků	33
4.	NÁVRH KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY	35
4.1.	MOŽNOSTI KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV	35
4.1.1.	Zjednodušení konstrukce	35
4.1.2.	Vliv stlačeného vzduchu na výkon	36
4.1.3.	Studie návrhu	36
4.1.4.	Úprava stávajícího řešení.....	40
4.1.5.	Konstrukční úprava – zvýšení zdvihu.....	40
4.1.6.	Konstrukční úprava – změna hmotnosti	41
5.	ZÁVĚR.....	43
	Seznam použité literatury:	44
	Seznam příloh:	45

<i>Obrázek 1 Turbinová bruska, DEPRAG [3]</i>	15
<i>Obrázek 2 Pneumatický utahovák, DEPRAG [3]</i>	15
<i>Obrázek 3 Pneumatické kladivo s přiklepem, výrobce nezjištěn</i>	18
<i>Obrázek 4 Pneumatické rýčové kladivo[5]</i>	18
<i>Obrázek 5 Ponorné vrtací kladivo, Bursik</i>	19
<i>Obrázek 6 Schéma rozvodu vzduchu, CREO Parametric</i>	20
<i>Obrázek 7 Schéma rozvodu vzduchu, CREO Parametric</i>	21
<i>Obrázek 8 Schéma přímočarého motoru[5]</i>	23
<i>Obrázek 9 Monogram pro výpočet přímočarého motoru,[5]</i>	24
<i>Obrázek 10 Schéma mechanismu na otáčení nástroje, CREO Parametric</i>	25
<i>Obrázek 11 Úderník, CREO Parametric</i>	26
<i>Obrázek 12 Koeficient restituace pro různé materiály,[6]</i>	28
<i>Obrázek 13 Model na výpočet tuhosti, CREO Simulate</i>	29
<i>Obrázek 14 Výsledek statické analýzy, CREO Parametric</i>	30
<i>Obrázek 15 Výsledek statické analýzy úderník, CREO Parametric</i>	30
<i>Obrázek 16 Sestava k výpočtu rázové síly, CREO Mechanism</i>	31
<i>Obrázek 17 Teoretický průběh ráz. síly,[6]</i>	32
<i>Obrázek 18 Průběh rázové síly, CREO Mechanism</i>	32
<i>Obrázek 19 Zahuštěná síť úderníku, CREO Simulate</i>	33
<i>Obrázek 20 Zahuštěná síť úderníku, CREO Simulate</i>	33
<i>Obrázek 21 Rozložení tlaku na úderníku, CREO Simulate</i>	34
<i>Obrázek 22 Rozložení tlaku na nástroji, CREO simulate</i>	34
<i>Obrázek 23 Skutečného opotřebení, DEPRAG [3]</i>	34
<i>Obrázek 24 Složitá místa k obrábění, CREO Parametric</i>	35
<i>Obrázek 25 Návrh tvaru pístu, CREO Parametric</i>	37
<i>Obrázek 26 Porovnání původního a nového řešení, CREO Parametric</i>	37
<i>Obrázek 27 Úderník, měření hmotnosti, CREO Parametric</i>	38
<i>Obrázek 28 Schéma uspořádání nového řešení, CREO Parametric</i>	38
<i>Obrázek 29 Schéma pohybu nového návrhu, CREO Parametric</i>	39
<i>Obrázek 30 Schéma modifikace kladiva, CREO Parametric</i>	40
<i>Obrázek 31 Průběh ráz. síly CREO Mechanism</i>	41
<i>Obrázek 32 Úderník, změna hmotnosti, CREO Parametric</i>	42
 <i>Tabulka 1 Výpočet síly přímočarého motoru</i>	 24

Seznam použitých zkratk a symbolů:

F_z [N]	Síla přímočarého motoru
R_o [N]	Pasivní odpor
p_1 [MPa]	Tlak stlačeného vzduchu
p_2 [MPa]	Tlak stlačeného vzduchu
S_1 [m ²]	Plocha – na velkém průměru úderníku
S_2 [m ²]	Plocha – na malém průměru úderníku
D [m]	Průměr úderníku - velký
d [m]	Průměr úderníku - malý
b_1 [m]	Délka stykové plochy úderníku
b_2 [m]	Délka stykové plochy úderníku
A [m]	Pomocný součinitel
ε [-]	Koeficient restituce
E [MPa]	Youngův modul pružnosti
k [N.mm ⁻¹]	Tuhost
y [mm]	Celková deformace
f_o [-]	Koeficient tření
p_o [MPa]	Hertzův tlak
E_{red} [MPa]	Redukovaný modul pružnosti
R_l [mm]	Poloměr zaoblení
R_e [mm]	Redukovaný poloměr zaoblení
F [N]	Velikost rázové síly
l [mm]	Délka obvodu díry
d_d [mm]	Průměr díry v nástroji
E_k [J]	Kinetická energie
m [mm]	Hmotnost úderníku
s [mm]	Zdvih
v [m.s ⁻¹]	Rychlost úderníku
a [m.s ⁻²]	Zrychlení úderníku
F_p [N]	Pomocná síla
μ [-]	Poissonovo číslo
dv/dt [m.s ⁻²]	Derivace rychlosti podle času
Δp_1 [MPa]	Rozdíl tlaku
Δp_2 [MPa]	Rozdíl tlaku
p_{atm} [MPa]	Atmosférický tlak

1. ÚVOD

Stlačený vzduch patří k nejstarším formám energie. Jedna z prvních dochovaných informací hovoří o Řeku Ktesibiovi, který postavil pneumatický katapult před více než 2000 lety. Termín “pneuma“ má původ také od starých Řeků a znamenal dech, vítr. Z tohoto pojmu pochází slovo pneumatika. Nazýváme tak obor zabývající se chováním plynu a jeho procesy. První knihy o použití stlačeného vzduchu se objevují v 1. století našeho letopočtu[1].

V 17. století matematik Pascal, fyzik Denis Papin z Francie a Otto von Guerickem z Německa položili vědecké základy k použití pneumatiky. Na konci 20. století dochází z důvodu zavádění automatizace k rozšíření využití pneumatiky ve výrobě[2].

Využití stlačeného vzduchu je dnes velice rozšířené v mnoha odvětvích. Pneumatické nářadí zaznamenává vysoký stupeň modernizace. Výrobci dbají na konkurenceschopnost, vynikající technologické provedení, nízkou cenu a především funkčnost, která úzce souvisí s vysokou spolehlivostí. Pneumatické zařízení je v dnešních dobách rozšířené po celém světě. Má mnoho předností před mechanismy hydraulickými, elektrickými a mechanismy tuhými. Na trhu se vyskytuje značné množství firem, které se zabývají výrobou pneumatických mechanismů a strojů.

V Čechách byla roku 1946 založena firma Narex zabývající se výrobou kompresorů, později i jiných pneumatických strojů. Z důvodu privatizace byla firma v roce 1998 odkoupena firmou DEPRAG SCHULZ se sídlem v Ambergu, přejmenována na DEPRAG CZ a zařazena do skupiny DEPRAG. Firma DEPRAG CZ se nachází v Lázních Bělohrad. Z konkurenčních důvodů na trhu musí každá firma inovovat svoje výrobky, a tak jsem byl požádán firmou DEPRAG CZ o dynamickou analýzu a konstrukční vylepšení jejich výrobku vrtacího kladiva HD 034-HR19B.

2. TEORETICKÁ ČÁST

2.1. STLAČENÝ VZDUCH

2.1.1. Vlastnosti stlačeného vzduchu

Využití stlačeného vzduchu v mnoha odvětvích má své opodstatněné důvody. Níže je uvedeno několik vlastností tlakového vzduchu.

Dostupnost: Vzduch je k dispozici téměř všude a ve velikém množství.

Doprava: Stlačený vzduch lze dopravovat velice snadno i na delší vzdálenosti. Není potřeba žádné zpětné vedení.

Bezpečnost: Je nehořlavý, lze ho využívat i ve výbušném prostředí.

Čistota: Ve vzduchu nejsou žádné škodlivé látky, nedochází k znečišťování okolí. Uplatňuje se například i v potravinářství.

Konstrukce: Pneumatické mechanismy mají jednoduchou konstrukci. Jejich obsluha není náročná.

Regulace: Rychlost proudění vzduchu lze velice snadno regulovat pomocí škrtících ventilů, které sníží proudění vzduchu.

Stlačitelnost: Díky svým fyzikálním vlastnostem umožňuje akumulovat energii.

Úprava: Ze stlačeného vzduchu je nutné odstranit nečistoty a vlhkost. Nečistoty by způsobovaly zvýšené opotřebení pneumatických prvků.

Hlučnost: Při výfuku stlačeného vzduchu do okolí vzniká hluk. Tento problém se dá částečně eliminovat použitím přídavného materiálu, který hluk vznikající při odfuku redukuje.

Náklady: Výroba stlačeného vzduchu je poměrně drahá záležitost. Vysoké energetické náklady se však vrátí na velké výkonnosti a nízké ceně stroje[1].

Stlačování vzduchu je velice energeticky náročné a ekonomicky nákladné. Přes všechny nevýhody zůstává používání stlačeného vzduchu v některých výrobních odvětvích nenahraditelné. Cena energie stlačeného vzduchu při srovnání s energií elektrickou je vysoká, neboť elektrická energie se využívá pro pohon stroje, který stačený vzduch vyrábí. Stlačený vzduch je vyráběn zařízením, které se nazývá kompresor. Kompresorů je několik druhů, zde se jejich popisem zabývat nebudeme.

2.2. STROJE VYUŽÍVAJÍCÍ STLAČENÝ VZDUCH

Pro dobrou orientaci ve využití stlačeného vzduchu si nejprve uvedeme několik strojů, pro které slouží tlakový vzduch jako zdroj energie. Pneumatických strojů existuje celá řada. Využívají se v mnoha odvětvích. Obsahem této práce je problematika pneumatického kladiva, z toho důvodu se zaměříme jen na pneumatické nářadí.

2.2.1. Pneumatické nářadí

V dnešní době je pneumatické nářadí velice rozšířené. Pro svou celkově jednoduchou konstrukci a spolehlivost se těší velké oblibě. V nářadí se nenachází žádné těžké elektrické jednotky, elektromotory, ani jiné konstrukčně složité a hmotnostně náročné prvky.

Pneumatického nářadí se využívá především v profesionálních provozech. Zejména ve stavebnictví, hornictví a průmyslu. Může se používat v prostorech, kde by elektrické zařízení mohlo způsobit požár či výbuch. Jelikož pneumatické zařízení nejiskří, zajišťuje vysokou bezpečnost provozu. Můžeme jej využít při nejrůznějších činnostech. Pneumatické zařízení je téměř bezporuchové, jeho konstrukce umožňuje krátkodobé přetížení, aniž by došlo k poškození. Lze velice snadno regulovat rychlost i sílu. Mezi nevýhody tohoto nářadí řadíme přívod a nutnost výroby stlačeného vzduchu. Vytvářením stlačeného vzduchu vznikají vysoké náklady na spotřebovanou energii.

2.2.2. Typy pneumatického nářadí

Každý výrobce má svůj sortiment výrobků, které dodává na trh. Pneumatického nářadí existuje díky jeho rozšířenosti nepřeberné množství. Zde je uvedeno několik typů:

- ofukovací pistole
- pneuhustiče
- stříkací, mycí a tryskací pistole
- utahováky
- šroubováky
- vrtačky
- brusky
- karosářské nářadí
- sbíjecí, vrtací a bourací kladiva



Obrázek 1 Turbinová bruska, DEPRAG [3]



Obrázek 2 Pneumatický utahovák, DEPRAG[3]

2.3. PNEUMATICKÁ KLADIVA

Pneumatické kladivo se často lidově nazývá sbíječka. Bylo by však chybou si myslet, že se tento nástroj využívá jen pro rozrušování tvrdých předmětů. Pneumatická kladiva dokáží i vrtat. Uplatňují se k narušování hornin v dolech a lomech. Také slouží k tvorbě vývrtů do tvrdých materiálů. Ve strojírenství se používají na mechanické čištění odlitků. Kladiva můžeme rozdělit do několika skupin. Nelze však přesně určit jednotlivé kategorie, proto je zde uvedeno rozdělení podle firmy DEPRAG CZ.

2.3.1. Kladiva sekacího typu

Využívána ve stavebnictví na lehké sekací a bourací práce, drážkování, začišťování a strhávání omítek. Uplatnění nacházejí také ve strojírenství k čištění odlitků či osekávání nálitků. Nalezneme je i v kamenictví k orovnávání a klínování.

2.3.2. Kladiva bouracího typu

Určena k rozpojování méně a středně pevných hornin a materiálů. Nalezneme je ve stavebnictví, v důlních i povrchových provozech. Vzhledem ke své konstrukci a hmotnosti umožňují bourání svisle, případně šikmo dolů.

2.3.3. Kladiva sbíjecího typu

Používána k rozpojování méně a středně pevných hornin. Vzhledem k vysokým hodnotám hluku a vibracím odborníci doporučují práci se sbíjecími kladivy pouze tam, kde není možné využití jiného, z hlediska hluku a vibrací vhodnějšího, náradí nebo technologie.

2.3.4. Kladiva přechovacího typu

Slouží k přechování formovacího materiálu zejména ve slévárenství. Užívají se při práci na stole nebo na malých plochách například k přechování malých jaderníků[3].

Výše zmíněné dělení je uspořádáno podle informačních materiálů firmy DEPRAG. Dále dělíme pneumatická kladiva z hlediska konstrukce. Pneumatická kladiva mohou dosahovat nízkých hmotností a malých rozměrů. Na trhu se ovšem vyskytují i velké stroje o váze přes 10 kilogramů.

2.3.5. Velká pneumatická kladiva

Velká pneumatická kladiva obvykle pohání externí kompresor. V hornictví a strojírenství může být centrální kompresor hodně vzdálený, rozvody vzduchu jsou poté velice dlouhé. O pohon kompresoru se stará asynchronní motor, případně vznětový spalovací. Setkat se můžeme s velkými kladivy, která mají vlastní motor na výrobu stlačeného vzduchu. Jedná se o pneumatická kladiva poháněná malým benzínovým dvoutaktním motorem. Takové zařízení je velice těžké, hlučné a přenáší množství vibrací. Dlouhodobá práce s tímto strojem ohrožuje lidské zdraví z důvodu vysokých vibrací a z hlediska nebezpečí výfukových plynů, které musí obsluha dýchat. Právě kvůli tomu nejsou pneumatická kladiva s vlastním spalovacím motorem hojně využívána. Upřednostňují se protokladiva, do kterých se přivádí stlačený vzduch, který je vyráběn externím kompresorem. Ty jsou o poznání rozšířenější. Využívají se k rozrušování středně tvrdých materiálů například betonu, živičné vozovky či uhlí. Jelikož nepřenáší tak vysokou hodnotu vibrací jako výše popsaná kladiva s vlastním pohonem, lze s takovýmto strojem pracovat delší dobu bez zdravotních následků. Jsou konstruována tak, aby nepřenášela zbytečně vysoké vibrace na uživatele. Zmenšují riziko profesionálního onemocnění z vibrací. Hojně se využívají ve stavebnictví, v důlních i povrchových provozech. Hmotnost takového kladiva začíná na 10 kg. Sbíjecí kladiva jsou konstruována pro pracovní přetlak 0,4 až 0,7 MPa. Přiváděný vzduch střídavě plní vrchní a spodní komoru pracovního prostoru. Předaná energie stlačeného vzduchu rozpohybuje píst, který poté vykoná práci. Mezi výhody sbíjecího kladiva patří vysoký výkon, jednoduchá a robustní konstrukce, vysoká životnost a odolnost.

2.3.6. Pneumatické kladivo s příklepem

V dnešní době není pneumatické nářadí mezi domácími kutily žádnou novinkou. Doby, kdy pneumatické nářadí bylo určeno pouze profesionálům, jsou již na ústupu. Při lehkých sekacích pracích, drážkování anebo začišťování lze využít ruční sekací kladivo. Hmotnost takového kladiva se pohybuje okolo 2,5kg, což je velice příznivá hodnota. Vznikla za účelem sekání a vrtání materiálů tvrdosti cihly nebo kamene. U tvrdších materiálů by mohl nastat problém s nedostatečnou silou příklepu.



Obrázek 3 Pneumatické kladivo s příklepem, výrobce nezjištěn

2.3.7. Rýčová kladiva

Využití najdeme hlavně při zemních pracích, kde normální nástroj již nestačí, ale kde naopak nemůžeme využít ani těžké mechanické prostředky. Jsou to místa zejména těžko přístupná například jílové zeminy a jiné specifické povrchy. Na obrázku 4 můžeme vidět práci s rýčovým kladivem.



Obrázek 4 Pneumatické rýčové kladivo[5]

2.3.8. Klínovací kladivo

Používají se v kamenických provozech. Slouží k dělení kamenných kvádrů a k dalšímu opracování kamene. Při práci vzniká množství prachu, proto je nutné zajistit účinné odsávání, aby nedocházelo k vdechování prachu pracovníkem[4].

2.3.9. Ponorná vrtací kladiva

Umožňují vrtat dlouhé vrty v horninách různých tvrdostí. Délka vrtu závisí na schopnosti vynášet z vrtu drť. Tuto schopnost ovlivňují i další vlastnosti, jako je provozní tlak, vrtaná hornina a použitá vrtací korunka. Těmito kladivy lze vrtat i pod vodou.



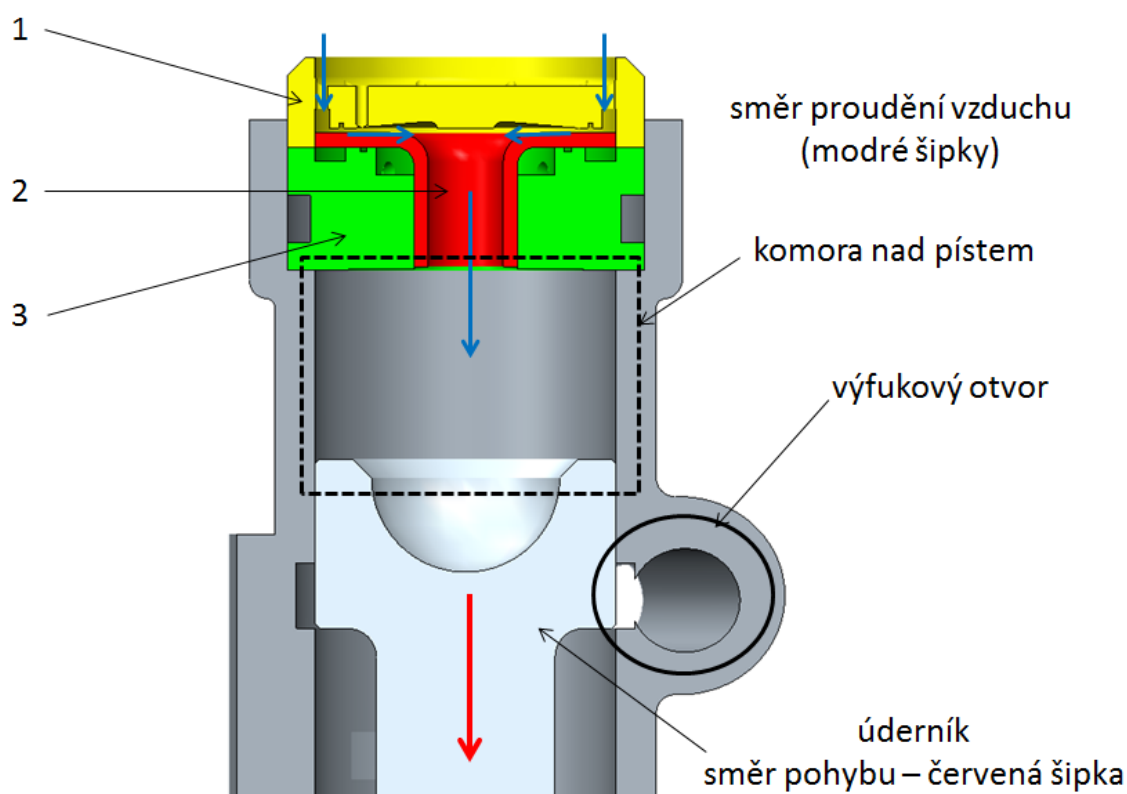
Obrázek 5 Ponorné vrtací kladivo, Bursík

2.4. ROZBOR FUNKCE VRTACÍHO KLAĐIVA

K rozboru funkce vrtacího kladiva HD 034-HR19B musíme znát souvislosti mezi jednotlivými komponenty. Celý princip funguje na jednoduché bázi. Níže jsou popsány jednotlivé díly, které stroj tvoří.

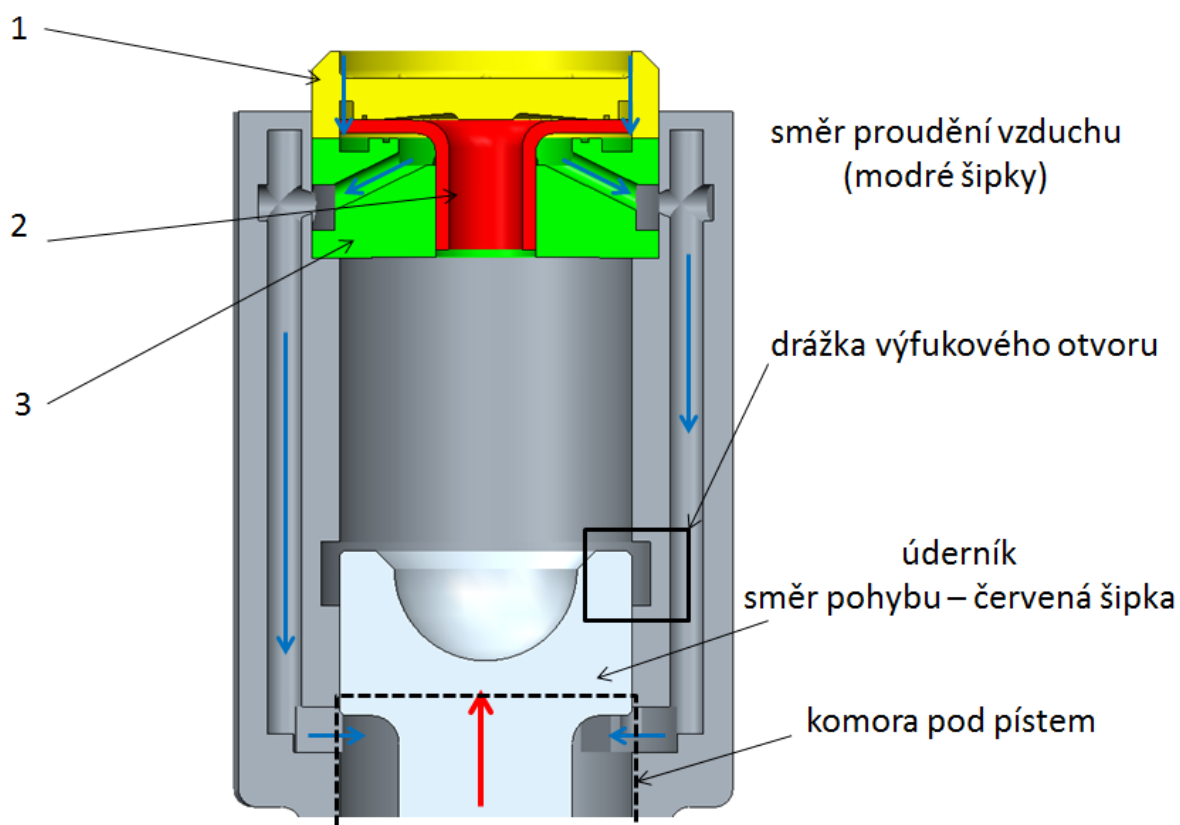
2.4.1. Rozvodný ventil

Práci pneumatického kladiva zajišťuje stlačený vzduch. Ten musí být přiváděn a regulován. Přívod vzduchu je zajištěn hadicí, která se připojí ke stroji pomocí závitů G3/8. Pákou zabudovanou v madle kladiva se ovládá průtok vzduchu. Vnitru kladiva vzduch proudí do dvou komor. Toto proudění zajišťuje rozvodový ventil.



Obrázek 6 Schéma rozvodu vzduchu, CREO Parametric

Jak vyplývá z obrázku 6, číselně označené díly 1-3 se starají o to, aby stlačený vzduch proudil v první fázi pohybu do komory nad pístem. V druhé fázi pohybu proudí vzduch do komory pod pístem označené na obrázku 7. Tento cyklus se musí neustále opakovat. V prvním případě, kdy stlačený vzduch proudí do komory nad pístem (součást červené barvy označená číslem 2), uzavře otvory na zeleném dílu označeném číslem 3. Tento děj setrvává do doby, než píst pohybem dolů otevře výfukový otvor. Tlak stlačeného vzduchu rázem v komoře nad pístem klesne, díl 2 uvolní uzavřené otvory v dílu 3 a vzduch může proudit do komory pod píst. Aby mohl vzduch do spodní komory proudit, jsou ve válci přímočarého motoru vyvrtané otvory a vysoustružené drážky, jak můžeme vidět na obrázku 7. Princip funkce rozvodného ventilu je zajištěn poklesy tlaku v komoře nad pístem a pod pístem. Tlak v komoře poklesne pokaždé, když úderník uvolní výfukový otvor a vzduch tímto otvorem může unikat. Určitý objem uniká i mezerou v drážkách úderníku, proudí skrz nástroj a vyfukuje nečistoty z vrtaného otvoru.



Obrázek 7 Schéma rozvodu vzduchu, CREO Parametric

2.4.2. Dvojčinný přímočarý motor

Pohon vrtacího pneumatického kladiva zajišťuje dvojčinný pneumatický motor s jednostrannou pístnicí. Pneumatické kladivo funguje na principu přetlaku nebo podtlaku přiváděného vzduchu. Tím se do pohybu uvede úderník, který předá energii úderem do vrtáku, či jiného nástroje.

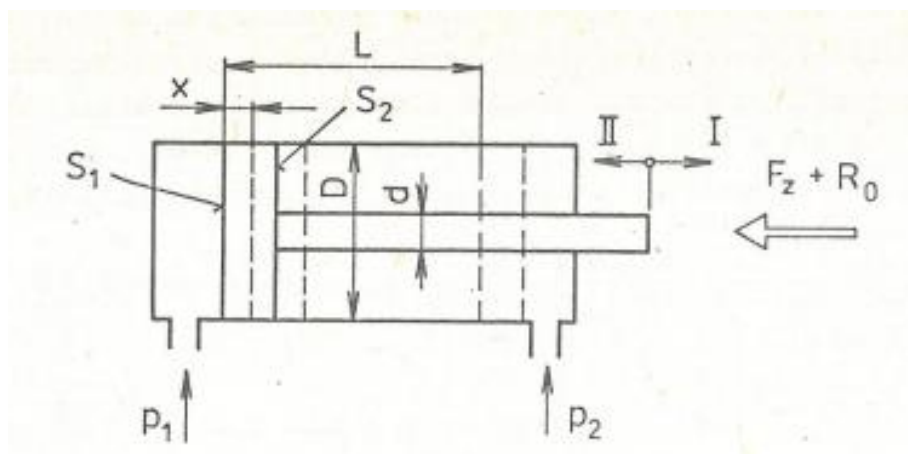
Podle principu práce, a v mnoha směrech i podle konstrukce, jsou přímočaré motory shodné s hydraulickými přímočarými motory. Mají své výhody:

- jednoduchost konstrukce
- technologická nenáročnost na výrobu
- možnost dosažení velkých zdvihových rychlostí
- možnost práce v náročném prašném prostředí s nebezpečím výbuchu

Musíme však přihlédnout i k jejich nevýhodám:

- obtížná regulace rychlosti
- nemožnost ovládat velikosti zdvihu mezi oběma krajními polohami

Základním typem je motor dvojčinný s jednostrannou pístnicí. Tlak stlačeného vzduchu rozpohybuje píst. Pneumatické přímočaré motory mohou být použity buď pro přenos sil, přičemž kinematické parametry nejsou podstatné, nebo pro vykonání určitých pohybů s přesně definovanými kinematickými vazbami, kde je velikost přenášené síly zanedbatelná. Těmito hledisky se také řídí potřebné výpočty pneumatických přímočarých motorů. Nesmíme opomenout, že přenesené výpočty sil, rychlostí a drah, zejména jejich časových průběhů, jsou matematicky náročné, neboť z hlediska termodynamiky jde o proces naplňování a vyprazdňování uzavřeného prostoru proměnného objemu.



Obrázek 8 Schéma přímočarého motoru[5]

Pro rozběh motoru ve směru I. platí rovnice silové rovnováhy

$$m \frac{dv}{dt} + F_z + R_o + p_2 \cdot S_2 = p_1 \cdot S_1 \quad (1)$$

Po rozběhu, tedy ve stálém režimu práce, bude platit rovnice silové rovnováhy

$$F_z + R_o + p_2 \cdot S_2 = p_1 \cdot S_1 \quad (2)$$

Tvar pístu udává průřezy S_1 a S_2 , jenž mohou být kruhové, obdélníkové, čtvercové, oválné. V tomto případě je průřez pístu kruhový.

Při úvaze, že jsou průřezy kruhové, lze pasivní odpory vypočítat z následující rovnice

$$R_o = \pi \cdot D \cdot b_1 \cdot \Delta p_1 \cdot f_o + \pi \cdot d \cdot b_2 \cdot \Delta p_2 \cdot f_o \quad (3)$$

Výpočet pasivního odporu R_o je pouze přibližný, často se nahrazuje pasivní odpor jistou částí zatěžující síly F_z pomocí součinitele a , který se pohybuje v rozmezí 0,1 až 0,3.

$$R_o = A \cdot F_z \quad (4)$$

Výpočet lze zjednodušit, jestliže předpokládáme, že tlak na odpadní straně motoru bude blízký atmosférickému. Tedy při pohybu směrem I bude $p_2 = p_{atm} = 0$. Pak rovnice bude mít následující tvar[5].

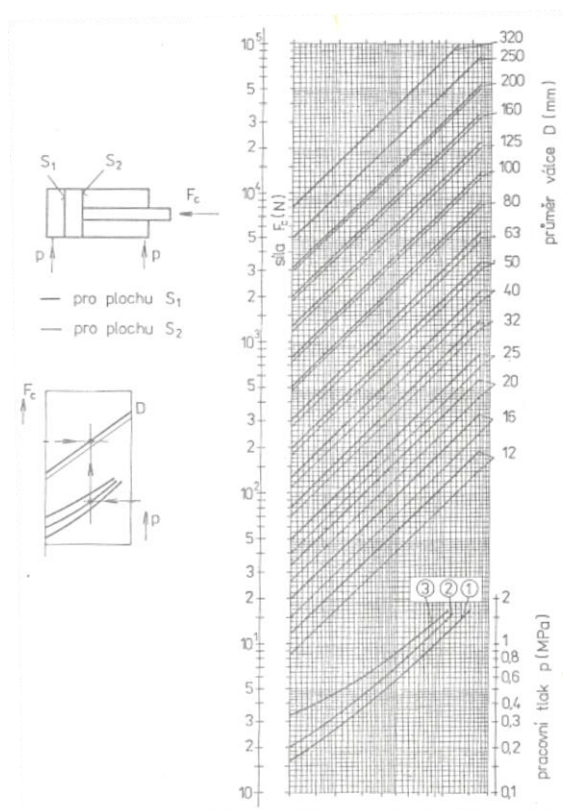
$$F_z(1 + A) = p_1 \cdot S_1 \quad (5)$$

Sílu F_z lze orientačně vyčíst z monogramu pro výpočet pneumatického přímočarého motoru. Z monogramu vychází, že síla působící na píst je přibližně 500N.

Monogram nalezneme pod číslem obrázku 9. Pro ověření správnosti byly použity výpočtové vztahy uvedené výše. Jelikož nebyla hodnota součinitele odporu přesně zjištěna, byl součinitel volen dle strojnických tabulek pro tření oceli na ocel v rozmezí od 0,1 do 0,2. Popis výpočtu přímočarého motoru je uveden v příloze číslo 1. Výsledky jsou v tabulce číslo 1. Hodnoty síly nabývají velikostí od 470N až po téměř 630N. Pro další výpočet byla zvolena hodnota síly 580N.

Tabulka 1 Výpočet síly přímočarého motoru

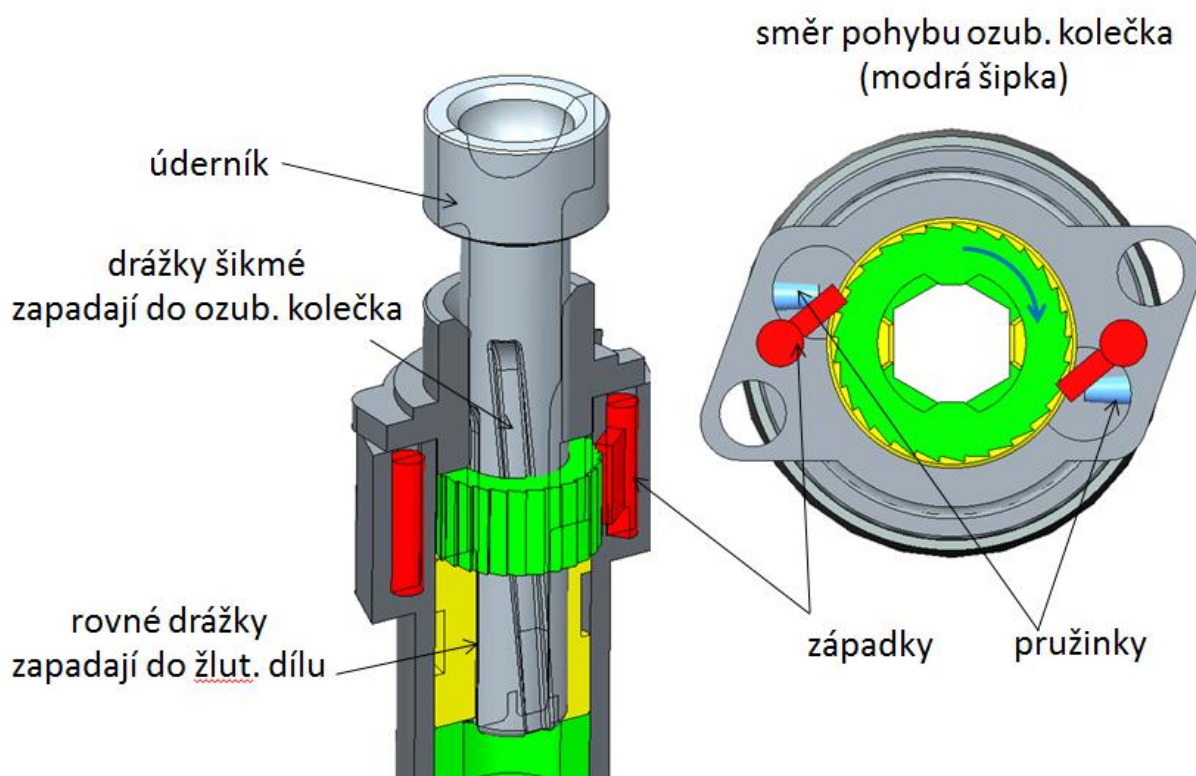
Hodnoty		Fz výpočet 1			Fz(1+b)=p1*S1	
S1 [mm ²]	1098,4	součinitel odporu	Ro [N]	Fz [N]	konstanta a	Fz konstanta [N]
S2 [mm ²]	611,14	0,1	107,61	584,38	0,1	629,08
P [kPa]	0,63	0,11	118,38	573,62	0,12	617,85
m [kg]	0,277	0,12	129,14	562,86	0,14	607,01
		0,13	139,90	552,09	0,16	596,54
		0,14	150,66	541,33	0,18	586,43
		0,15	161,42	530,57	0,2	576,66
		0,16	172,18	519,81	0,22	567,21
		0,17	182,94	509,05	0,24	558,06
		0,18	193,71	498,29	0,26	549,20
		0,19	204,47	487,53	0,28	540,62
		0,2	215,23	476,76	0,3	532,30



Obrázek 9 Monogram pro výpočet přímočarého motoru,[5]

2.4.3. Zajištění otáčení nástroje

Při popisování funkce vrtacího kladiva si musíme uvědomit, jaké pohyby v nástroji vznikají. Je to především přímočarý pohyb úderníku, který ale díky své konstrukci zajišťuje i rotační pohyb nástroje. V úderníku se nachází celkem čtyři drážky. Dvě rovné a dvě šikmé. Rovné drážky zapadají do žlutého dílu, jak můžeme vidět na obrázku 10. Šikmé drážky zapadají do ozubeného kolečka, které je v obrázku vyznačeno zelenou barvou. Při pohybu úderníku do spodní polohy se nástroj neotáčí a ozubené kolečko se může volně protáčet. Při pohybu úderníku do vrchní polohy se ozubené kolečko zasekne o západky a nástroj se musí pootočit. V případě, že se nástroj zasekne ve vrtaném materiálu a síla od stlačeného vzduchu nebude dostatečně velká, píst se nevrátí do vrchní polohy, nepootočí nástroj, kladivo se zasekne a přestane pracovat. Toto je jedna z věcí, na kterou bylo přihlíženo při návrhu konstrukčního vylepšení.



Obrázek 10 Schéma mechanismu na otáčení nástroje, CREO Parametric

3. KONSTRUKČNÍ A VÝPOČTOVÁ ČÁST

3.1. VYTVOŘENÍ MODELU V CREO PARAMETRIC

Při převzetí bylo kladivo rozebrané na jednotlivé díly. Každý díl bylo potřeba důkladně změřit. Jednodušší tvary byly změřeny posuvným měřidlem, složitější tvary byly změřeny ve firmě DEPRAG. Prostředí CREO Parametric je uživatelsky přehledné. Ovšem bez základních znalostí tohoto programu se bude nový uživatel zpočátku hůře orientovat. Pro vytvoření 3D geometrie byla použita funkce náčrtek, kde se nejdříve načrtne základní tvar, se kterým se dále pracuje. Skicu je možné rotovat, vytáhnout, odebrat, táhnout po křivce. Lze využít mnoho funkcí a možností, jak může být požadovaný tvar vymodelován. Při modelování byly využity i složitější funkce, jako je například promítání křivky na zakřivenou plochu. Kromě funkcí určených k vytváření geometrie modelu obsahuje program i jiné možnosti. Na obrázku číslo 11 je ukázka vyrendrované grafiky úderníku.

3.1.1. Úderník

Model úderníku je vytvořen rotací kolem osy, odebráním materiálu tažením a odebráním materiálu po křivce. Křivka, po které byl materiál odebrán, byla změřena v laboratoři z důvodu větší přesnosti a následně přemodelována do Crea. Modelování křivky, po které se odebráním materiálu vytvořila drážka, bylo vcelku složité. Byla využita funkce promítnutí geometrie na zakřivenou plochu. Dále bylo využito funkce mirror, která umožňuje kopírovat geometrii přes vybranou plochu.



Obrázek 11 Úderník, CREO Parametric

3.1.2. Sestava

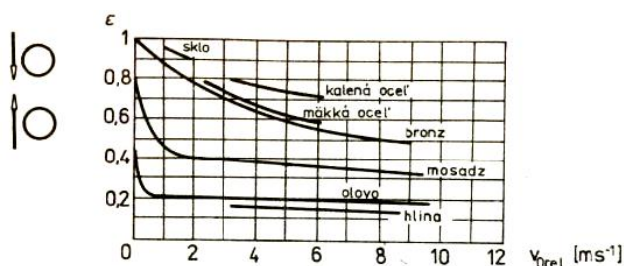
Po vymodelování jednotlivých dílů se přešlo k tvorbě sestavy. V prostředí ASSEMBLY se musí při sestavování užívat vazeb. Pro výpočet byl použit jiný model, zjednodušený, tak bylo možné jednotlivé díly plně zavazbit. To znamená, že mají nula stupňů volnosti a jejich pozice je pevně daná. Sestava tedy byla vytvořena pouze za účelem získání 3D dat, k vytvoření výkresu a pro názorné vysvětlení principu funkce. Pro samotný výpočet byla použita sestava vytvořená pouze z předem stanovených dílů. Bylo tak učiněno z důvodu, aby byl model co nejjednodušší a výpočet nebyl náročný na použitou výpočetní techniku. Modul sestava v CREO Parametric nabízí značné množství funkcí. Bylo často využíváno funkce řez, pro lepší orientaci v sestavování modelu. Ze sestavy byl vytvořen výkres s kusovníkem. Obrázky celé sestavy jsou uvedeny v příloze číslo 2. Výpočty dynamické analýzy.

3.1.3. Výpočtový model

Výpočet byl zaměřen na zjištění velikosti rázové síly, která vznikne při kontaktu úderníku s nástrojem, průběh rychlosti, zrychlení úderníku a opotřebení kritických míst. Pro výpočet byl použit úderník a nástroj. Tímto se model výrazně zjednoduší a čas na výpočet je několikrát kratší, než by tomu tak bylo v případě výpočtu se sestavou celého kladiva. Přidáním vazeb v hlavní sestavě jsem nasimuloval takové podmínky, aby pohyb úderníku a nástroje odpovídal co nejvíce skutečnému stavu. Na vazbu nástroje byla použita vazba fix. Tato vazba nástroj pevně ukotví. Úderník byl zavazben funkcí slider. Tato vazba umožňuje pohyb v jedné ose. Výchozí pozice úderníku byla nastavena na 35 mm od kontaktní plochy nástroje. Další vazby už byly vytvořeny v modulu MECHANISM.

3.1.4. Modul MECHANISM

Výpočtová sestava byla převedena do modulu MECHANISM. V tomto modulu byly přidány sestavě další vazby. Nejdůležitější byla vazba cam, přeloženo do čestiny – vačka. Vačka znemožnila vzájemný průnik nástroje s úderníkem. Jelikož nelze použít vačku na dvě rovné plochy, byla vytvořena na nástroji křivka. Vazba křivky na plochu fungovala bez problému. Aby funkce vačky byla správná, musel být povolen ještě odskok. Koeficient restituice byl zvolen podle tabulky. Pro kalenou ocel je koeficient



Obrázek 12 Koeficient restituice pro různé materiály,[6]

0,75. Pro možnost dalšího výpočtu musela být zadána také síla o velikosti 580N. Síla byla zadána do jednoho bodu se směrem v ose pohybu.

3.2. URČENÍ DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ

Pro výpočet dynamických účinků byla použita data, která výrobce uvádí v manuálu kladiva. Z těchto hodnot byla vypočtena i síla přímočarého motoru uvedená v kapitole výpočet přímočarého motoru 2.4.2. Zdvih má velikost 35mm. Na tuto hodnotu byla nastavena výchozí pozice úderníku. Technická data byla měřena při hodnotě pracovního tlaku stlačeného vzduchu 6,3 barů.

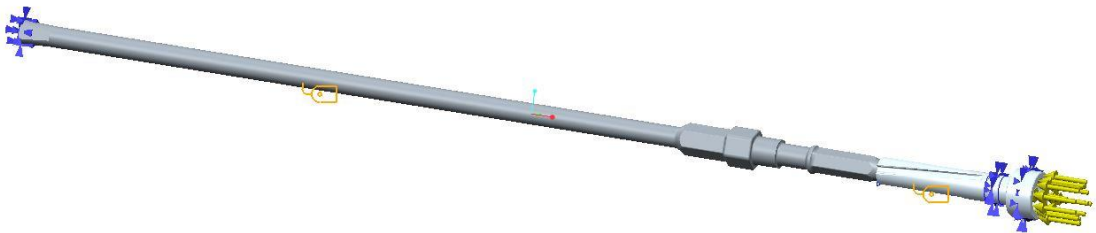
3.2.1. Simulace

Velikost síly působící na úderník byla nastavena na 580N. Tření mezi úderníkem a válcem přímočarého motoru bylo zanedbáno. S těmito zadanými parametry mohla být spuštěna dynamická analýza. Analýza byla definována na čas 0,02 s a 200 000 snímků za sekundu. Po dokončení bylo možné získat další informace o chování úderníku. Největší pozornost byla věnována kinetické energii, průběhu rychlostí a impulsů odrazu. Z grafů lze snadno vyčíst i časový průběh na jeden zdvih. Časový úsek je extrémně krátký, protože počet úderů za minutu udává výrobce 3500. V této fázi

výpočtu vychází, že stroj je schopný provést 6000 zdvihů za minutu. Bylo by chybné si myslet, že je tento výsledek špatný, jelikož pro výpočet jsou směrodatné výsledky pouze do času úderu. Další postup k získání velikosti rázové síly bude popsán v kapitole 3.2.3. Výsledky s grafy analýzy jsou uvedeny v příloze 2.

3.2.2. Výpočet tuhosti

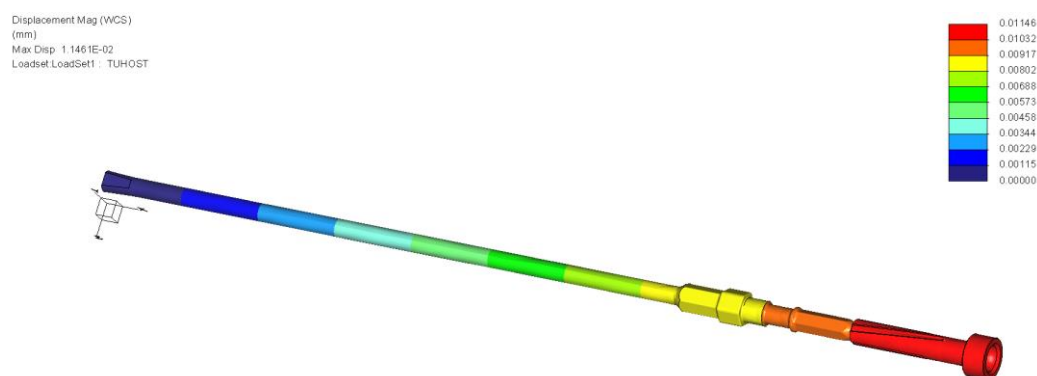
Do této fáze výpočtu program vyhodnocuje součásti jako dokonale tuhé. Ve skutečnosti mají ovšem jednotlivé díly svoji tuhost. K určení celkové tuhosti soustavy je nutné přejít do modulu SIMULATE. V tomto modulu je možné tvořit silové analýzy, vypočítat tlakové zatížení a mnoho dalších věcí. Zjištění celkové tuhosti je nutné k dalšímu kroku výpočtu průběhu rázu. Pro zjištění tuhosti byl vytvořen nový model. Výpočtová sestava byla převedena do tohoto modulu. Cílem této analýzy bylo zjistit stlačení součásti a poté vypočítat tuhost celé soustavy.



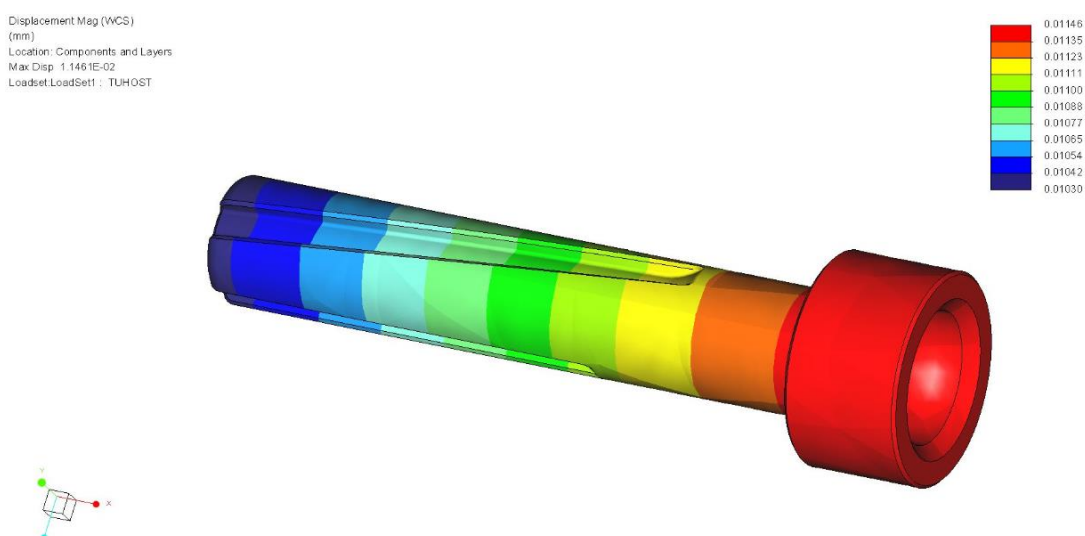
Obrázek 13 Model na výpočet tuhosti, CREO Simulate

Sestava byla vytvořena z nástroje a úderníku. Okrajové podmínky simulují stejné uložení, jako je ve skutečnosti uložení těchto částí v reálném kladivu. Konec nástroje byl pevně vetknut, ostatní vazby měly dovolený posuv v ose pohybu. Okrajové podmínky pro uložení šestihranu nástroje byly zanedbány, jelikož na výsledný výpočet neměly žádný vliv. Uložení úderníku bylo nadefinováno na dvou místech. Bylo nutné na úderníku vytvořit surface region, aby mohly být nastaveny okrajové podmínky na správném místě. Uložení úderníku bylo nastaveno bez vůlí. Bylo tak učiněno kvůli snaze se co nejvíce přiblížit reálným vlastnostem kladiva. Materiál nástroje i úderníku byl nastaven na kalenou ocel. Youngův modul pružnosti pro kalenou ocel má

hodnotu $E=1,8 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$. Pro přesnější výpočet byla nastavena přesnost rozměrů modelů na 0,0001 mm. Působící síla o velikosti 500 N byla zadána na plochu úderníku. Po zadání všech podmínek mohla být spuštěna statická analýza pomocí metody single – pass adaptive. Výsledkem analýzy bylo určení maximálního stlačení této soustavy. Hodnota deformace byla určena z výsledků. Výsledná velikost deformace má hodnotu 0.011461 mm. Tato hodnota celkové deformace udává posun horní plochy úderníku ve směru působící síly. Celková tuhost soustavy vychází na 43626 N/mm. Tato hodnota byla použita k dalšímu kroku výpočtu. Na obrázku 14 je zobrazen průběh deformace od působící síly. Velikost působící síly byla libovolně zvolena. Celková tuhost byla získána podle vzorečku pro tuhost pružiny. Obrázek 15 zobrazuje průběh deformace pouze na úderníku.



Obrázek 14 Výsledek statické analýzy, CREO Parametric



Obrázek 15 Výsledek statické analýzy úderník, CREO Parametric

3.2.3. Výpočet rázové síly

Po zjištění celkové tuhosti soustavy bylo možné vypočítat průběh rázové síly. K výpočtu musela být vytvořena opět nová sestava v Creu a převedena do modulu MECHANISM. Nástroj i úderník byly zavazbeny vazbou slider. Aby bylo možné součásti zavazbit, byl vytvořen pomocný part, který byl zafixován. Tvořil tedy základnu celé sestavy, ke které se vztahovaly další vazby. Celá sestava byla převedena do MECHANISM. Podmínky sestavy nástroje a úderníku byly zachovány jako v kapitole 3.2.1. Simulace. Tedy působící síla na úderník 580N, velikost zdvihu 35 mm. Mezi nástroj a pomocný part byla vložena pružina o vypočtené tuhosti 43626N.mm. Vložit pružinu do sestavy vypočtené tuhosti je jedna z možností, jak je možné zjistit průběh rázové síly pomocí použitého softwaru. Hmotnost nástroje byla nastavena na minimální možnou hodnotu. Bylo tak učiněno z toho důvodu, že již známe celkovou tuhost soustavy, a tak hmotnost nástroje již není k výpočtu potřebná. Po zadání všech parametrů mohla být spuštěna dynamická analýza o celkové délce 0,01 s. Počet snímků na sekundu byl nastaven na 500000. Po proběhnutí analýzy bylo možné zobrazit výsledky. Kinetická energie, rychlost a zrychlení úderníku se nezměnily. Průběh

rázové síly byl odečten z pružiny pomocí funkce Net-Load. Při úderu úderníku do nástroje se v první fázi pružina stlačí. Po stlačení do maximální možné hodnoty se pružina začne vracet. Jelikož se pružina vracela větší rychlostí, než byla stlačována, musel být do sestavy vložen tlumič o nízké hodnotě. Po vložení tlumiče byla dynamická analýza opět spuštěna. Průběh rázové síly přibližně odpovídal teoretickému průběhu rázové síly. Jelikož velikost a průběh rázové síly nelze přesně zjistit, je i tento výpočet z jisté části pouze teoretický. Hodnota maximální výsledné síly vyšla 89 064N.



Obrázek 16 Sestava k výpočtu rázové síly, CREO Mechanism

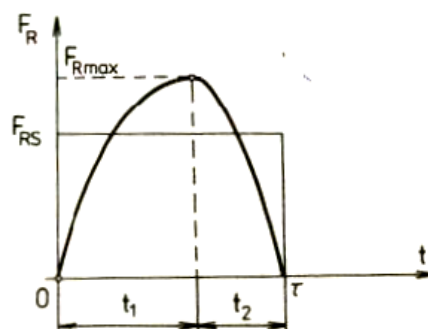
3.2.4. Teorie rázu

Tento jev spojujeme se vznikem velkých sil a prudkých změn rychlostí. S rázem se v technické praxi můžeme setkat velice často. Ve většině případů je ráz nežádoucí. Při srážce vozidel, nárazu předmětu na překážku a v jiných případech se snažíme vzniku rázu zamezit, případně snížit jeho hodnotu na minimum. Vyskytují se ovšem případy, kdy je naopak ráz žádoucí. Například přiklepová vrtačka, kování, tlumení kmitů, sbíječka a podobně.

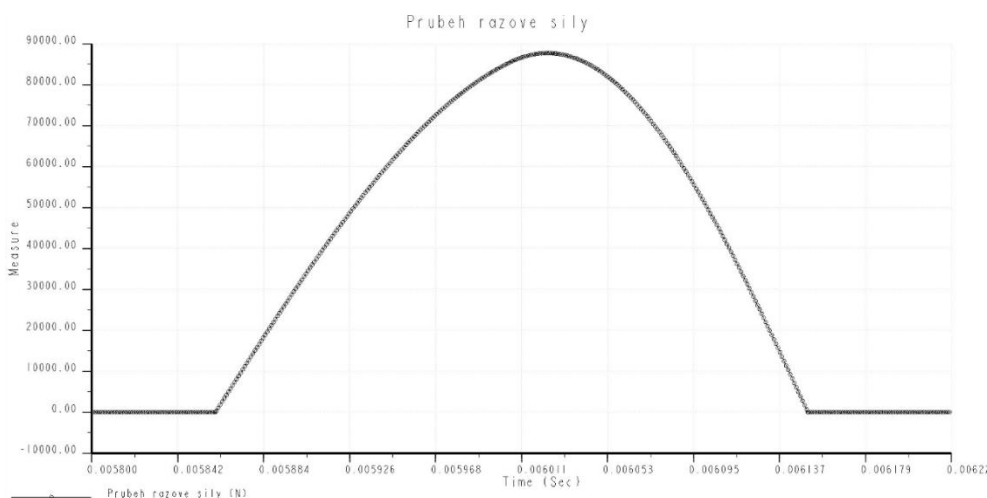
Z hlediska mechaniky se jedná o komplikovaný jev, na který má vliv mnoho faktorů. S ohledem na složitost tohoto jevu byly vytvořeny různé teorie rázu, které vycházejí z různých modelů a popisují ráz o různých úrovních složitosti. [6]

Z provedených pokusů a měření je známo, že délka trvání rázových dějů je extrémně krátká. Jde o doby řádově 10^{-3} až 10^{-5} s. V tomto krátkém časovém úseku dochází ke změnám rychlosti prakticky okamžitě. Síly, působící ve stykové ploše jsou extrémně vysoké. Vzhledem k tomuto faktu můžeme zanedbat účinek vnějších sil, které na těleso v průběhu rázu působí. [7]

Výpočet základních veličin je přiložen v příloze 2. Při porovnání průběhu síly závislé na čase při teoretickém výpočtu rázu lze pozorovat velkou podobnost s grafem získaným z modulu MECHANISM.



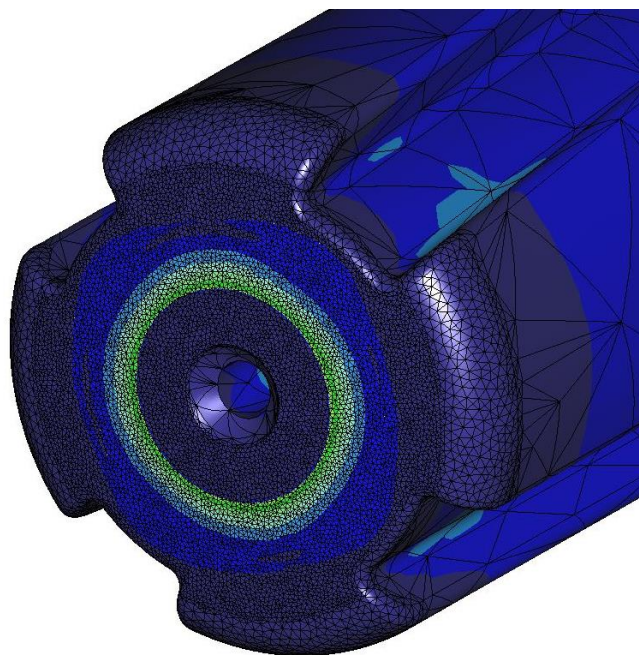
Obrázek 17 Teoretický průběh ráz. síly,[6]



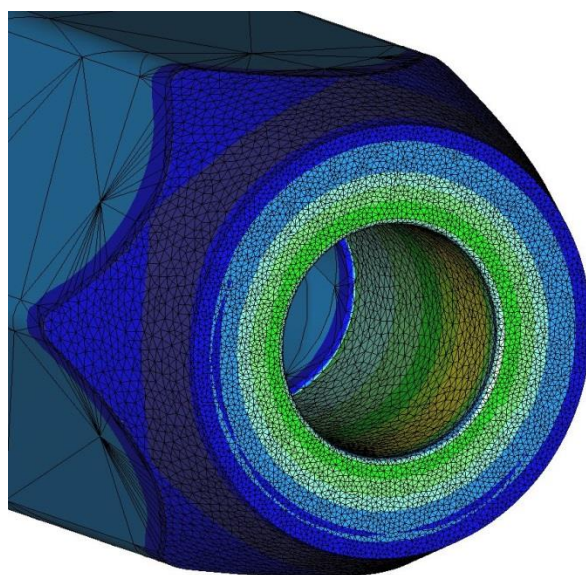
Obrázek 18 Průběh rázové síly, CREO Mechanism

3.2.5. Změření kontaktních tlaků

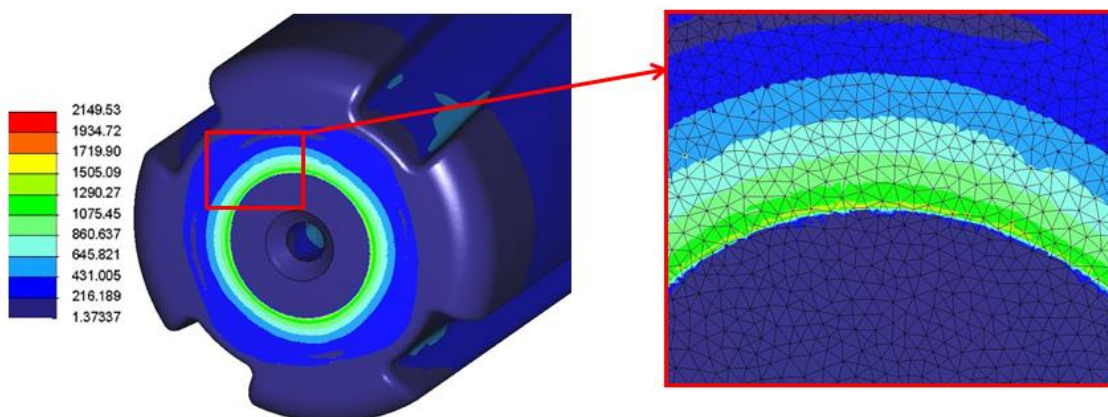
Po zjištění velikosti rázové síly mohla být vytvořena kontaktní analýza. Cílem této analýzy bylo zjistit tlaky v kontaktním místě úderníku s nástrojem. K analýze byl použit stejný model jako pro výpočet celkové tuhosti. V sestavě byly provedeny nepatrné úpravy. Velikost působící síly byla stanovena na 89 000N. Nadefinovaný kontakt byl mezi plochou nástroje a úderníku zachován jako při analýze tuhosti. Na kontaktních plochách bylo nadefinováno zahuštění sítě konečných prvků. Velikost elementu byla zadána 0,2mm. V okolí kontaktních ploch na nástroji i úderníku byla síť také zahuštěna na velikost elementu 0,4mm. Velikost elementů zahuštěné sítě můžeme vidět na obrázcích 19 a 20. Analýza byla provedena metodou single-pass adaptive. Přesnost této metody byla dostatečná. Ovšem i přes využití této jednodušší metody analýza trvala 48 hodin.



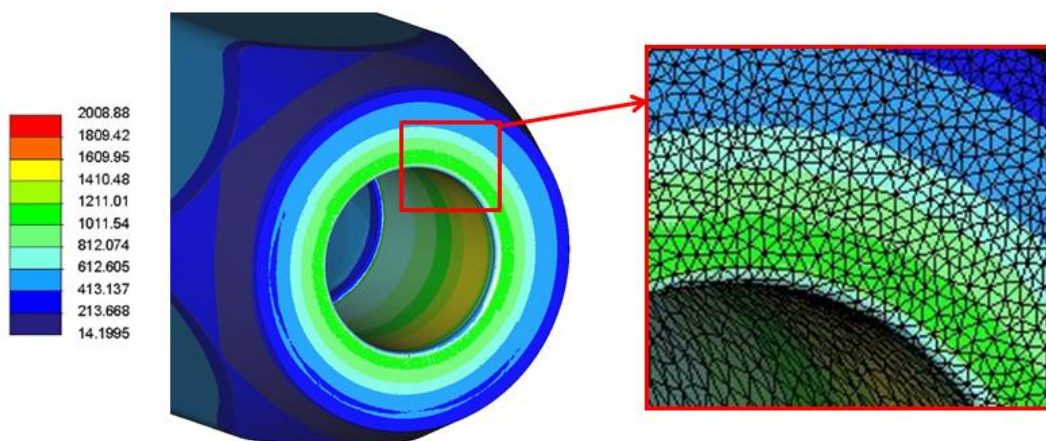
Obrázek 19 Zahuštěná síť úderníku, CREO Simulate



Obrázek 20 Zahuštěná síť úderníku, CREO Simulate



Obrázek 21 Rozložení tlaku na úderníku, CREO Simulate



Obrázek 22 Rozložení tlaku na nástroji, CREO simulate

V kritickém místě dosahuje tlak hodnot téměř 2150 MPa. V ostatních místech se tlak pohybuje v nižších hodnotách. Naměřené výsledky byly porovnány se skutečným opotřebením součástí. Místo největšího opotřebení odpovídalo výskytu největších tlaků zjištěných v analýze.



Obrázek 23 Skutečného opotřebení, DEPRAG [3]

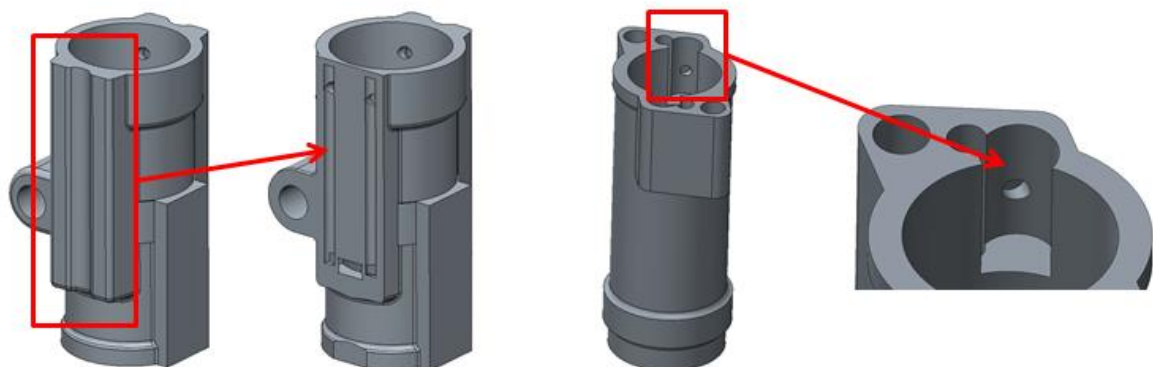
4. NÁVRH KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

4.1. MOŽNOSTI KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV

Vzhledem k faktu, že se pneumatické kladivo HD 034 – HR19B vyskytuje na trhu v nezměněné podobě již několik let, nabízí se tu otázka, zda by se jeho funkce dala optimalizovat či vylepšit. Možností na vylepšení je několik.

4.1.1. Zjednodušení konstrukce

Po konzultaci ve firmě DEPRAG byla jedna z možností optimalizace zjednodušení konstrukce, aby funkce kladiva zůstala stejná, ale cena na jeho výrobu byla co nejnižší. Některé tvary by se daly zjednodušit, aby se snížila hmotnost a ušetřilo na materiálu. Nejvíce by se nabízela možnost zjednodušit konstrukci části kladiva, ve které se pohybuje úderník. Díry pro vedení vzduchu musí být nejdříve vyvrtány a následně zase z určité části zavařeny. Podobný problém s tvorbou děr je i v části, která zajišťuje pootáčení nástroje. Červeně zvýrazněná místa na obrázku 24 zobrazují výše zmíněné problémy. Byl tu zmíněn jen malý poznatek o zjednodušení konstrukce. Jaký vliv by takové zjednodušení mělo na konečnou cenu výrobku, není předmětem zkoumání této práce.



Obrázek 24 Složitá místa k obrábění, CREO Parametric

4.1.2. Vliv stlačeného vzduchu na výkon

Zvětšením hodnoty rázové síly bychom mohli dosáhnout většího přenosu energie do vrtaného materiálu. Nabízí se několik možností, jak můžeme dosáhnout vyšších hodnot rázové síly.

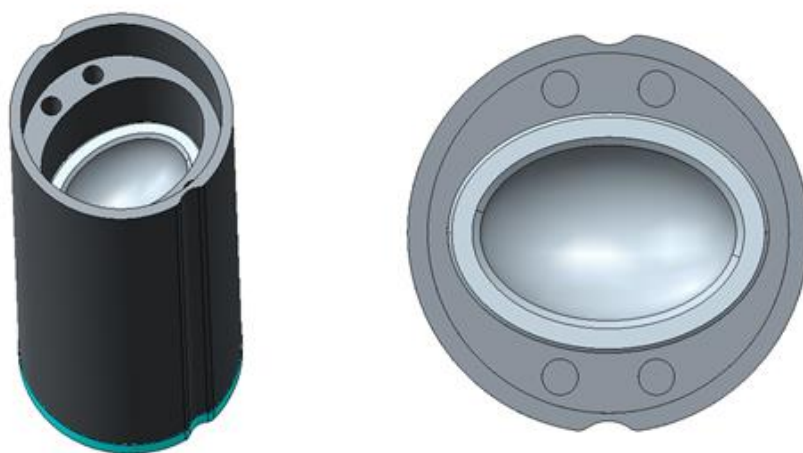
Při zachování konstrukce by bylo možné zvýšit výkon kladiva přívodem vyššího tlaku vzduchu. Jestliže stoupne tlak, působící síla na plochu pístu přímočarého motoru bude větší. Zvýšením síly dosáhneme většího zrychlení, což znamená i větší energii při dopadu úderníku na nástroj. Pneumatické kladivo by tedy zůstalo stejné, ale pouhým zvýšením tlaku by mělo vyšší výkon. Tato úvaha se může zdát velice efektivní, stoupla by však spotřeba vzduchu. Náklady na energii spotřebovanou kompresorem při výrobě stlačeného vzduchu by se rázem zvýšily.

Při zachování parametrů stlačeného vzduchu se nabízí však ještě jedno řešení. Rozvodný ventil, který je popsán v kapitole 2.4.1., zajišťuje rozvod stlačeného vzduchu. Jeho konstrukce a funkce nebyla v této práci zkoumána ani ověřena. Nabízí se možnost provést simulaci proudění vzduchu a následnou optimalizaci tvaru a funkce.

4.1.3. Studie návrhu

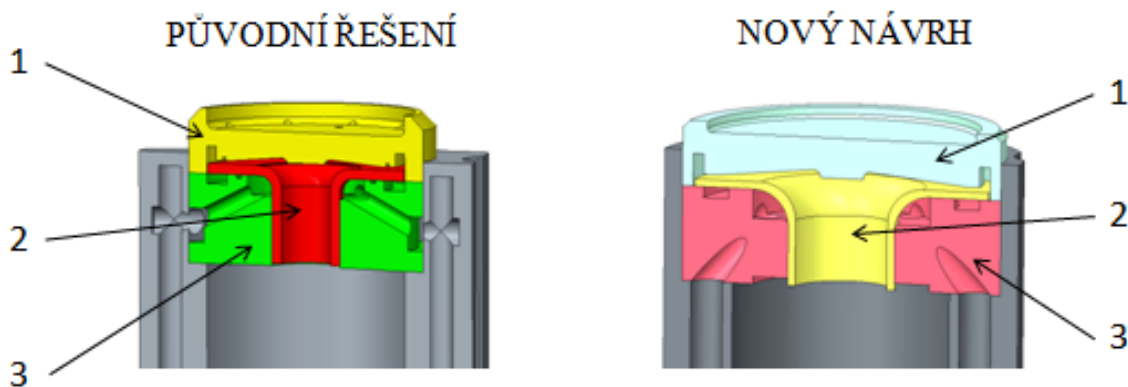
S přihlédnutím k výše zmíněným nevýhodám při obrábění a rozvodu vzduchu byl vytvořen koncept na optimalizaci funkce. Návrh byl konzultován s firmou DEPRAG. Po konzultaci na vyrobitelnost některých dílů se došlo k názoru, že by bylo možné tyto díly vyrobit. Technologie výroby ani cenová výhodnost nebyly řešeny.

Návrh vychází z myšlenky jiného tvaru průřezu pístu přímočarého motoru, než je kružnice. Změnou tvaru průřezu bylo možné zajistit, že se píst nebude ve válci otáčet. Zamezením otáčení pístu bylo možné odebrat jednu drážku. Část motoru, kde se pohybuje píst, prostorově umožňoval vést díry pro vedení vzduchu jinak, než tomu je v kladivu nyní. Obrábění děr by se výrazně zjednodušilo. Jelikož nebylo potřeba dvou drážek na vedení pístu, mohl být zvýšen zdvih a zmenšena část na vedení úderníku přímočarého motoru. Navrhovaný tvar pístu přímočarého motoru můžeme vidět na obrázku 25.



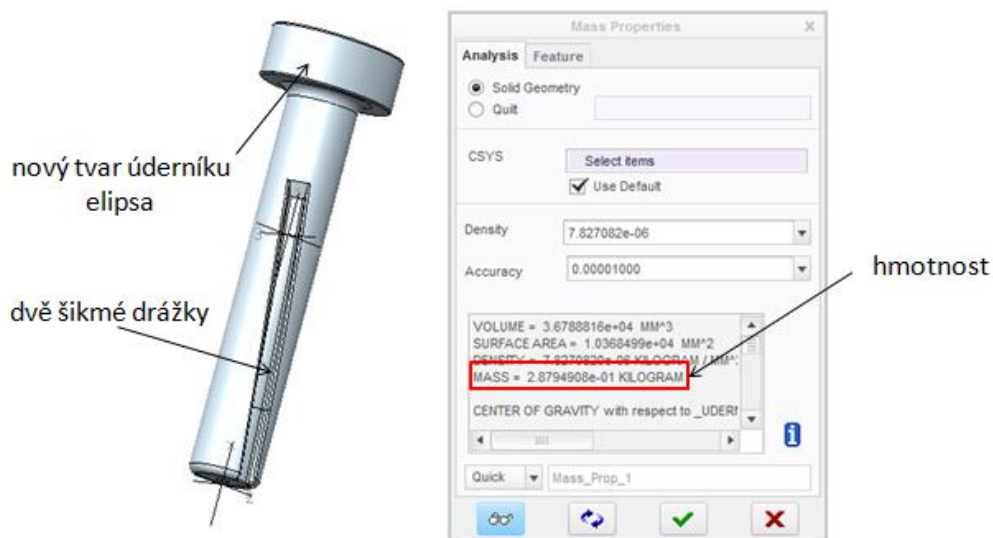
Obrázek 25 Návrh tvaru pístu, CREO Parametric

Tvar rozvodného ventilu zůstal stejný. Proběhly na něm jen nepatrné úpravy. Šikmé díry v části 3 byly modifikovány. Ostatní části zůstaly beze změny. Zjednodušení drážky by mohlo zlepšit proudění vzduchu.



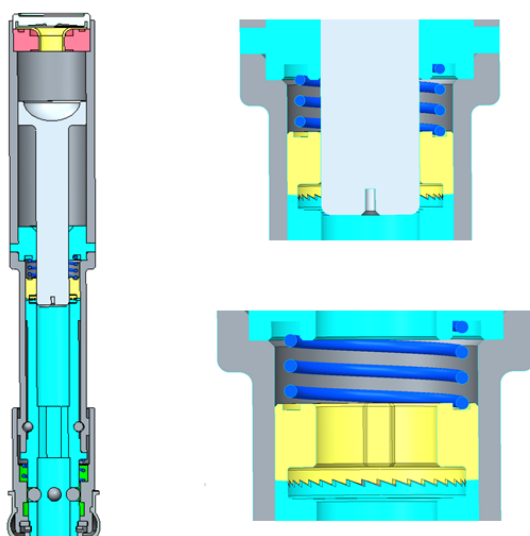
Obrázek 26 Porovnání původního a nového řešení, CREO Parametric

Na tvaru úderníku proběhly výrazné změny. Tvar pístu byl definován jako elipsa. Díky jinému tvaru průřezu než je kruh, mohly být odstraněny dvě rovné drážky. Zůstaly zachovány jen drážky tažené po šroubovici zajišťující pootočení. Hmotnost zůstala téměř nezměněná. Celková délka se zvětšila o 4mm.



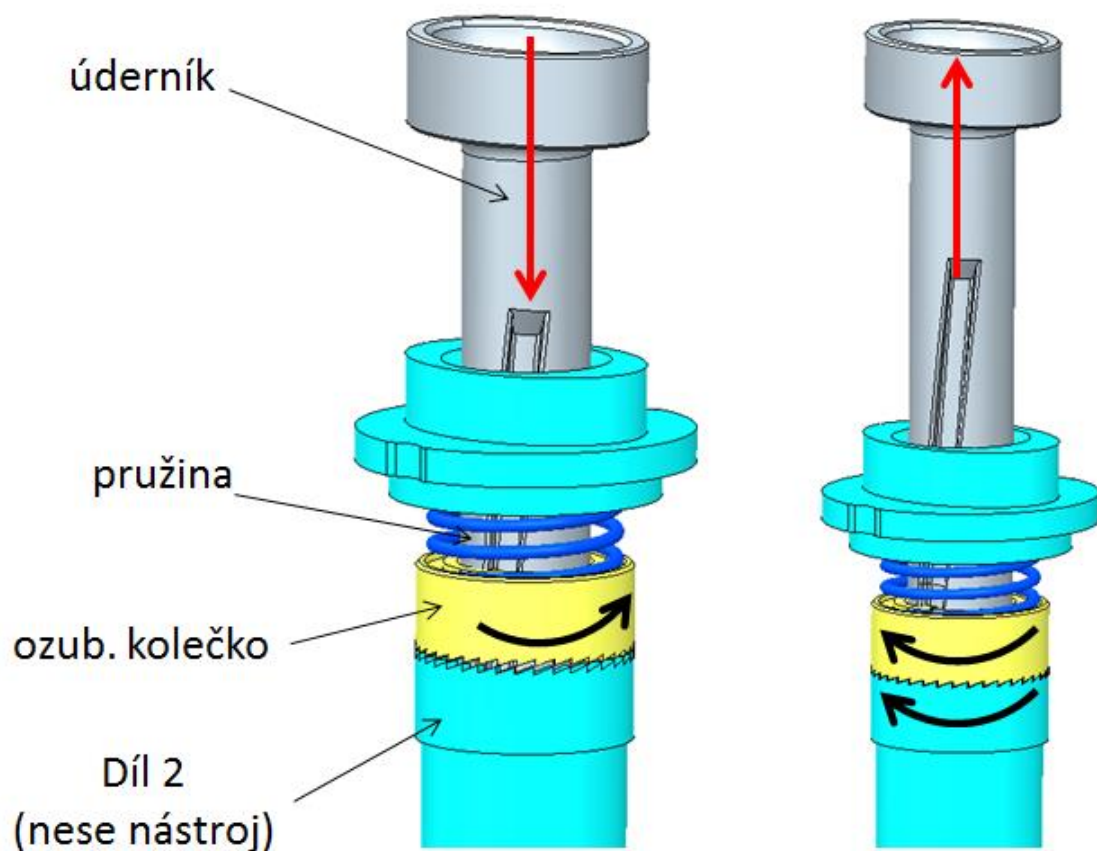
Obrázek 27 Úderník, měření hmotnosti, CREO Parametric

Druhá hlavní změna na uspořádání pneumatického kladiva byla provedena na části, která zajišťuje pootáčení nástroje. Původní funkce otáčení nástroje je popsána v kapitole 2.4.3. Jiné řešení umožňovalo odebrat jeden díl. Dvě malé pružinky se západkami byly nahrazeny jednou šroubovitě vinutou. Schéma uspořádání nového návrhu můžeme vidět na obrázku 28.



Obrázek 28 Schéma uspořádání nového řešení, CREO Parametric

Při pohybu úderníku směrem dolů se pružina stlačí a ozubené kolečko se volně protáčí. Schéma tohoto pohybu na obrázku 29 v levé části. Při pohybu směrem vzhůru zuby zapadnou do sebe, ozubené kolečko a díl 2 se společně pootočí. Princip tohoto mechanismu byl řešen pouze teoreticky. Síla pružiny ani geometrie zubů nebyla řešena. Toto řešení je v této práci zmíněno jako jeden z možných směrů, kterým by se dalo při modifikaci vrtacího pneumatického kladiva vydat.



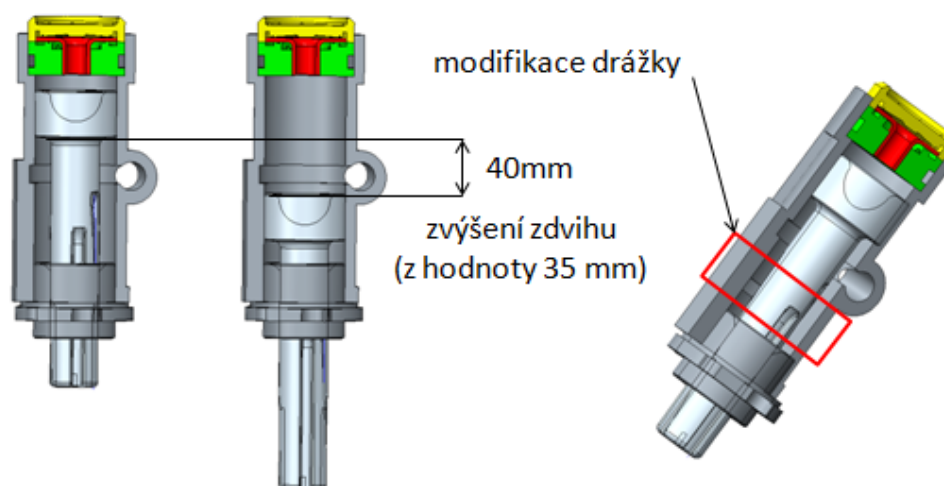
Obrázek 29 Schéma pohybu nového návrhu, CREO Parametric

4.1.4. Úprava stávajícího řešení

Podle poskytnutých informací z firmy DEPRAG se kladivo při vrtání občas zasekne. Stává se to v situaci, kdy se úderník vrací do vrchní polohy. Nástroj se vzpříčí a tlak vzduchu není tak veliký, aby dokázal vrátit úderník a pootočit nástrojem. Jelikož bylo kladivo rozebrané na jednotlivé součástky, nemohla být jeho funkce ověřena v praxi. Konstrukční úprava je opět řešena pouze teoreticky.

4.1.5. Konstrukční úprava – zvýšení zdvihu

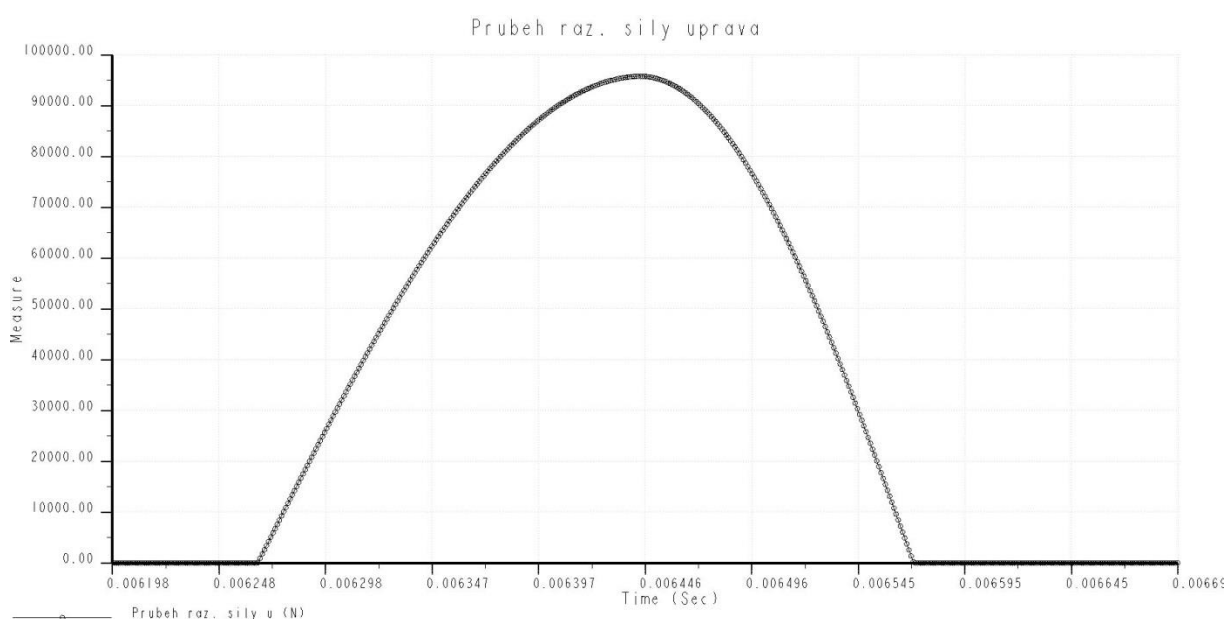
Nejdříve byla provedena modifikace části přímočarého motoru, ve které se pohybuje píst. Prodloužením části o 5 mm na délku bylo možné zvýšit hodnotu zdvihu na 40 mm. Aby bylo možné zdvih zvýšit, musely se také modifikovat drážky na rozvod vzduchu.



Obrázek 30 Schéma modifikace kladiva, CREO Parametric

Spodní drážka, kterou proudí vzduch a vrací úderník do vrchní polohy, byla posunuta o 10 mm níže oproti původnímu řešení. Nové umístění drážky by mohlo zajistit lepší přívod stlačeného vzduchu při návratu úderníku do vrchní polohy. Spodní drážka je označena na obrázku 30 červeným rámečkem. Pozice vrchní drážky, která zajišťuje výfuk stlačeného vzduchu, byla posunuta o 5mm níže. Se zvětšeným zdvihem z 35mm na 40mm byla provedena dynamická analýza na zjištění velikosti rázové síly stejným způsobem, jako je uvedeno v kapitole 3.2.3. Výpočet rázové síly.

Po provedení kontrolního výpočtu se rychlost úderníku těsně před rázem zvýšila z $12,1\text{m.s}^{-1}$ na téměř 13m.s^{-1} . Rychlost se díky zvětšení zdvihu zvedla o 7,5% oproti původní rychlosti. Po provedení dynamické analýzy byla naměřena rázová síla o velikosti 96 700N. Původní hodnota činila 89 000N. Zvýšení rázové síly bylo o 8,6 % oproti původní hodnotě. Pouhým zvýšením zdvihu úderníku by bylo možné dosáhnout vyšších hodnot rázové síly. Průběh rázové síly na čase zobrazuje obrázek 31.

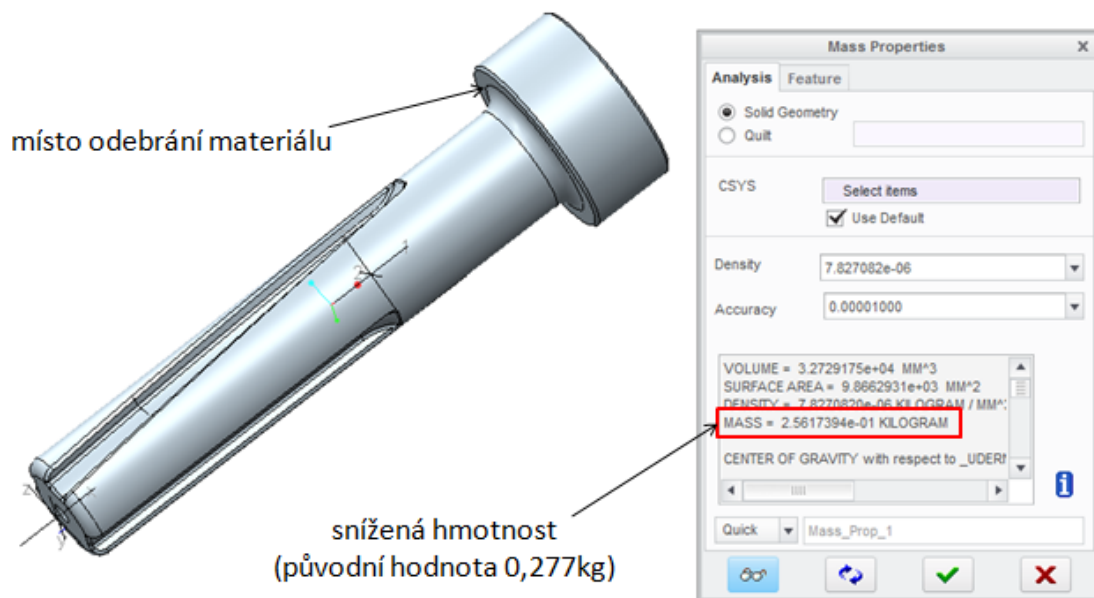


Obrázek 31 Průběh ráz. síly CREO Mechanism

4.1.6. Konstrukční úprava – změna hmotnosti

Zvýšením zdvihu se zvedla hodnota rázové síly a vzrostla rychlost před úderem. Další možností se nabízelo zvýšení hmotnosti úderníku. V původním řešení úderník vážil 277g. Hmotnost byla zvýšena o 20g. Velikost pístu byla zvětšena o 3,5mm na délku. Přidání materiálu by nemělo vliv na velikost zdvihu. Zvýšením hmotnosti se ovšem změnilo celkové zrychlení a mírně klesla i rychlost. Po provedení dynamické analýzy bylo zjištěno, že velikost rázové síly klesla z 96 700N na 95 000N. Rozdíl velikosti byl zanedbatelný. Lze však pozorovat, že zvýšením hmotnosti úderníku se rázová síla nezvětší.

Po neúspěchu se zvýšením hmotnosti úderníku byla hmotnost naopak snížena. Odebráním materiálu a malou změnou velikosti pístu se podařilo snížit hmotnost o 20g. Jak můžeme vidět na obrázku 32. Opět bylo spočítáno zrychlení, rychlost před rázem a byla provedena dynamická analýza. Velikost rázové síly při hmotnosti úderníku 0,256 kg byla pouze 68 000N.



Obrázek 32 Úderník, změna hmotnosti, CREO Parametric

5. ZÁVĚR

Rozbor funkce vrtacího kladiva HD 034-HR19B a dynamická analýza budou použity při návrhu nového zařízení. Při simulacích byla zanedbána tření v drážkách, která zajišťují otáčení nástroje. Nebylo možné ověřit funkci nástroje v praxi, všechny výpočty a návrhy jsou tedy pouze teoretické. Použití softwaru CREO umožnilo získat přibližné hodnoty rázové síly a kontaktních tlaků.

Přesné určení rázové síly je prakticky nemožné. Budeme se muset spokojit s danými výsledky získanými analýzou. Průběh síly získaný modelem Mechanism přibližně odpovídá teoretickému průběhu rázové síly. Její hodnota by mohla přibližně odpovídat skutečné hodnotě v reálném provozu.

Rozložení tlaků na nástroji a úderníku odpovídá opotřebením těchto částí ve skutečnosti. Nástroj je podle poskytnuté informace z firmy DEPRAG vyroben z nástrojové oceli 19 733. Materiál úderníku nebyl zjištěn z časového důvodu.

Návrh konstrukčního vylepšení byl rozdělen na tři kroky. Prvním z nich byl návrh studie. Funkce řešení nebyla ověřena v praxi, byla vytvořena pouze na teoretické úrovni. Technologická možnost výroby byla konzultována s firmou DEPRAG. S použitím moderních strojů a technologických postupů by bylo možné zejména složité tvary úderníku vyrobit. Náklady na výrobu nebyly zjišťovány. Tato studie ukazuje možnost nového řešení pneumatického kladiva.

Druhým krokem návrhu byla změna velikosti dráhy zdvihu. Jednoduchou úpravou posunutím drážek a zvětšením délky dílu přímočarého motoru o 5mm lze dosáhnout zvýšení velikosti rázové síly. V třetím kroku řešení bylo uvažováno o změnách hmotnosti úderníku, to se ovšem projevilo negativně. Při snížení hmotnosti úderníku velikost rázové síly klesla o 25%. Zvětšením hmotnosti úderníku rázová síla neklesla jen nepatrně, ale počet úderů za minutu se snížil.

Úprava velikosti zdvihu se projevila jako dobrý návrh pro zvětšení výkonu vrtacího kladiva. Malými změnami na původním řešení kladiva bylo dosaženo zvětšení velikosti rázové síly o téměř 9%, což je velice příznivá hodnota.

Podrobné postupy jednotlivých výpočtů jsou uvedeny v přílohách pro lepší přehlednost a orientaci v této práci.

Seznam použité literatury:

- [1] Beneš P, Mykiska A, Úvod do pneumatiky: Učebnice FESTO, 1989.
ISBN 80-10-00042-7
- [2] Bakalářská práce – Modernizace jednoúčelového stroje PUSH-PACK – Jiří Šimeček
- [3] www.deprag.cz
- [4] www.ceskestavby.cz, stroje a nářadí
- [5] Prof. Ing. Jaroslav Kopáček, CSc., Pneumatické mechanismy, Vysoká škola dopravy a spojov v Žilině, 1991. ISBN 80-7100-057-4
- [6] Prof. Ing. A. Medvec, CSc. Doc. Ing. J. Stradiot, CSc.; Doc. Ing. O. Záhorec, CSc.; Doc. Ing. S. Caban, CSc.: Mechanika III Dynamika. Bratislava: SNTL 1988
- [7] Rudolf Brepta, Miroslav Prokopec, Šíření napěťových vln a rázy v tělesech, 1972.

Seznam příloh:

PŘÍLOHA 1 – ŘEŠENÍ PŘÍMOČARÉHO MOTORU

- Popis výpočtu přímočarého motoru pneumatického kladiva
- Rovnice
- Porovnání hodnot

PŘÍLOHA 2 – PODMÍNKY SIMULACÍ

- Popis provedených analýz
- Rovnice
- Grafy, obrázky

PŘÍLOHA 3 - ŘEŠENÍ HERTZOVA KONTAKTU

- Popis výpočtu
- Rovnice
- Porovnání hodnot